

МОДЕЛЬ БАГАТОЦИКЛОВОГО КОРОЗІЙНО-ВТОМНОГО ПОШКОДЖЕННЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

В.М.Івасів, В.І.Артим, В.В.Гладун, Р.О.Дейнега

MODEL FOR THE HIGH CYCLE CORROSION-FATIGUE DAMAGE OF MACHINE PARTS

V.M. Ivasiv, V.I. Artym, V.V. Gladun, R.O. Deynaga

*Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу,
м. Івано-Франківськ, Україна*

Abstract. The report is dedicated to a problem of the phenomenological specification statement of corrosive fatigue damage in the small stresses conditions.

As the baseline equation usage the E.K.Pochtenny's equation is offered, which one will to the greatest degree be matched with experimental results in a high-cycle corrosion fatigue conditions for steel specimens and full-scale parts. Also this equation is in a basis of the whole complex of designed methods of an estimation of durability and residual operational life of accountable of members of constructions operating in high-cycle fatigue conditions.

The disadvantage of the equation is asymptotically lower branch, coming nearer to endurance strength, of a curve of fatigue, which one in corrosive conditions does not correspond to results of experiments. For overcoming this disadvantage the two-parameter equation for lower branches of a curve of a corrosion fatigue is offered. The calculus of arguments is spent with the help of the system of the nonlinear equations. The result of applying of the equation is showed on an actual example of a pump rods curve of fatigue.

Забезпечення надійної роботи елементів конструкцій та деталей машин є складною і багатоплановою задачею. Це в повній мірі стосується оцінки залишкового ресурсу. Її можна вирішити тільки шляхом поєднання зусиль на окремих етапах: від стадії проектування, де закладається надійність, через стадію виготовлення, де вона забезпечується, до стадії експлуатації, де надійність повинна реалізуватися.

Головний критерій надійності експлуатації елементів конструкцій та деталей машин є виключення їх руйнування під час усього строку експлуатації. Для цього необхідно забезпечити відповідність напруженого стану реальній властивості матеріалу опиратися руйнуванню протягом заданого терміну з урахуванням усіх значущих факторів. Слід враховувати механізми руйнування матеріалів, які можуть проявити себе під час експлуатації, такі як у першу чергу, втомні процеси (багатоциклова, малоциклова втома, термічна, контактна, циклічна повзучість), часто поєднані з корозійними процесами. Так, корозійна втома вже більше століття є головним питанням інженерів. Однак, незважаючи на величезну кількість досліджень, які проводилися в цілому світі і значний прогрес у розумінні процесів руйнування, аварії, пов'язані зі втомою, все ще є звичайним явищем. Так, в роботі [1] показано, що більше 90% усіх руйнувань інженерних конструкцій, що трапляються у світі, є безпосереднім наслідком втомних процесів. Тому питання прогнозування довговічності та залишкового ресурсу деталей в умовах корозійної втоми є актуальним, особливо для відповідальних деталей та елементів конструкцій, руйнування яких може призвести до важких аварій. Це в повній мірі стосується багатьох деталей нафтогазового обладнання, наприклад, трубне свердловинне обладнання, штангові колони, елементи трубопроводів тощо, де аварії пов'язані зі значними матеріальними збитками.

Для визначення залишкового ресурсу деталі за її фактичним пошкодженням необхідно користуватися імовірнісними методами розрахунку. Ефективність і перспективність використання імовірнісних методів розрахунку на втому пов'язані з

тим, що на основі врахування закономірного розсіювання характеристик міцності і навантаженості вони дозволяють розрахувати функцію розподілу ресурсу деталі до виникнення втомної тріщини, яка є найважливішою характеристикою довговічності, надійності деталі і її поведінки в процесі експлуатації. Емпіричну оцінку функції розподілу ресурсу отримують статистичною обробкою даних про кількість випадків появи втомної тріщини в умовах експлуатації. Близькість емпіричної і розрахункової функції розподілу ресурсу є критерієм вірності використаних імовірнісних методів розрахунку і вихідних даних про навантаження і міцність.

При розробці імовірнісних методів прогнозування втомної довговічності необхідно вирішити такі задачі:

- визначення розрахункових характеристик опору втоми деталей;
- визначення розрахункових характеристик навантажування деталей;
- визначення функцій розподілу ресурсу (довговічності) деталі.

Важливим етапом роботи є визначення статистичних характеристик кривої втоми. Це дозволяє проводити розрахунки залишкового ресурсу з урахуванням імовірності неруйнування, що є необхідною умовою як при плануванні діагностики деталей, так і при прийнятті рішення про їх ремонт чи заміну. Для вирішення проблеми оцінки залишкового ресурсу доцільно використовувати кінетичні діаграми втоми [2]. При регулярному навантаженні, коли параметри циклу не змінюються в часі, імовірнісна діаграма втоми у вигляді кривих рівної ймовірності неруйнування може бути відтворена за допомогою рівнянь кривої втоми [3]

$$N = \frac{Q}{\sigma} \ln \left\{ 1 + \left[\exp \left(\frac{\sigma - \sigma_{rR}}{V_0} \right) - 1 \right]^{-1} \right\} \quad (1)$$

та функцій нормального розподілу значень границі витривалості

$$\sigma_{rR} = \bar{\sigma}_{r \min} - t S_{r \max} \quad (t \geq 0), \quad (2)$$

де N – кількість циклів до руйнування деталей;

σ – максимальне напруження циклу регулярного навантаження з постійним значенням коефіцієнта асиметрії;

V_0 – параметр з розмірністю напруження;

Q – коефіцієнт витривалості;

$\bar{\sigma}_{r \min}$ – нижня межа довірчого інтервалу для середнього значення границі витривалості при регулярному навантаженні з коефіцієнтом асиметрії r ,

$S_{r \max}$ – верхня межа довірчого інтервалу для квадратичного відхилення значень границі витривалості;

σ_{rR} – частинне значення границі витривалості, що відповідає ймовірності неруйнування R ;

t – квантиль нормального розподілу.

За результатами випробувань втоми деталей визначаються параметри рівняння кривої втоми (Q і V_0) і функції нормального розподілу значень границі витривалості ($\bar{\sigma}_r$ і S_r).

Визначення параметрів $\bar{\sigma}_R$, V_0 і Q проводять за методом найменших квадратів різниці $(\sigma_{R_i} - \bar{\sigma}_R)^2$ згідно з алгоритмом, наведеним в [4].

Так, в роботі [5] проаналізовані результати експериментального дослідження насосних штанг з різним ступенем корозійно-втомного пошкодження.

Генеральна вибірка експериментальних даних показана на рис. 1. В результаті обробки з допомогою розробленої уточненої методики [4] отримали такі параметри усередненої кривої втоми (див. рис. 1) у вигляді (1)

$$Q_c = 2,877 \cdot 10^7 \text{ МПа}; \sigma_{Rc} = 89 \text{ МПа}; V_{oc} = 429,5 \text{ МПа}; N_{oc} = \frac{Q_c}{\sigma_{Rc}} = 3,23 \cdot 10^5 \text{ цикли.}$$

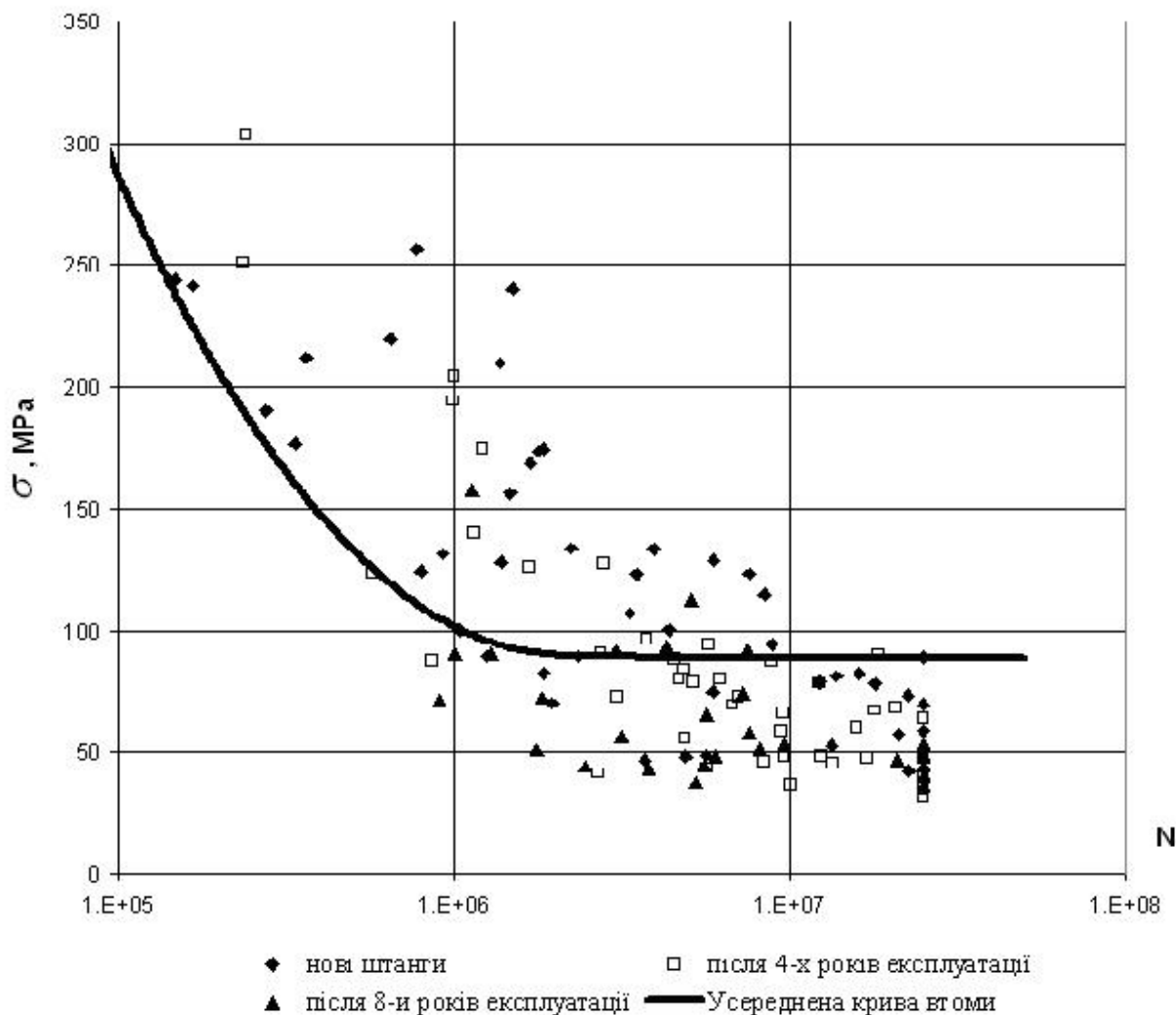


Рис. 1. Результати випробувань та усереднена крива втоми [5]

Суттєвою перевагою рівняння (1) є те, що з його допомогою можна досить легко враховувати кінетику втомного пошкодження і оцінювати параметри кінетичних кривих втоми [4], які служать потужним засобом визначення залишкового ресурсу відповідальних деталей та елементів конструкцій [2, 4, 5].

Як відомо, переважна більшість деталей машин та елементів конструкцій працює в корозійних середовищах. Але при використанні рівняння (1) для оцінки залишкового ресурсу в умовах корозійної втоми ми зустрінемося зі значними труднощами. З рис. 1 видно, що крива втоми у формі (1) має нижню вітку, яка асимптотично наближається до границі витривалості. Експериментальні дослідження в умовах корозійної втоми показують, що в такому випадку крива не має горизонтальної нижньої вітки.

Якщо експлуатаційні навантаження характеризуються спектром з великою кількістю амплітуд напружень, суттєво вищих за границю витривалості, то при оцінці довговічності та залишкового ресурсу можна знехтувати впливом пошкоджень від низьких амплітуд, тобто формою нижньої вітки кривої втоми при урахуванні кінетики зниження границі витривалості в рівнянні (1).

Але таке навантаження є характерним при експлуатації далеко не всіх відповідальних деталей та елементів конструкцій. Наприклад, наші дослідження навантаженості колони насосних штанг [6] показали, що максимальним напруженням

41,7 МПа. Розподіл еквівалентних напружень в блоці проілюстровано на рис. 2. Як видно з рис. 2, розподіл характеризується великою кількістю напружень низького рівня. Так, в блоці є 93% напружень, менших 20 МПа.

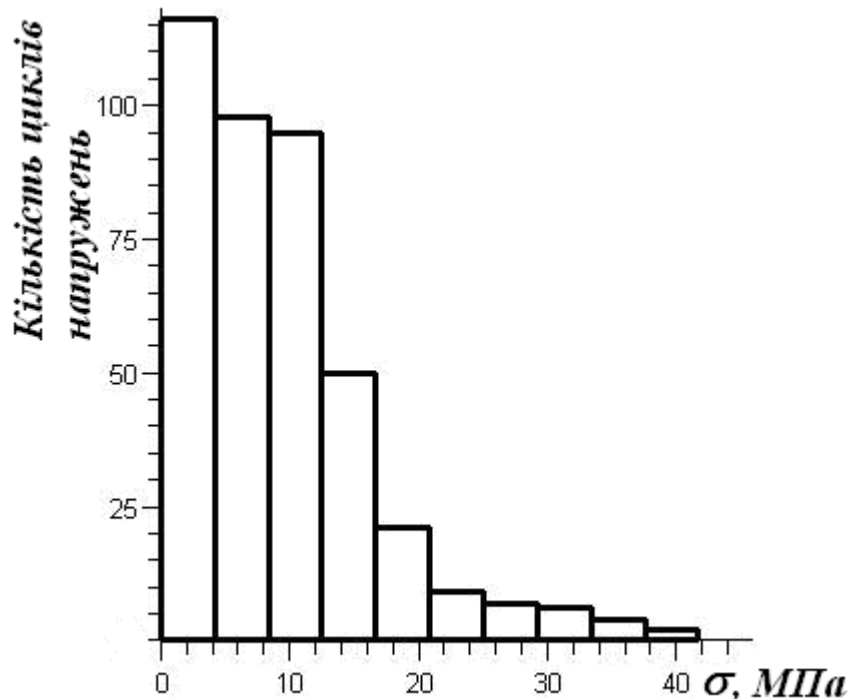


Рис. 2. Гістограма розподілу еквівалентних напружень в блоці навантажування

Проведені нами раніше дослідження [5] показали, що медіанна границя корозійної витривалості нових НШ з діаметром 19 мм $\sigma_{-1}=101$ МПа. Таким чином, рівень експлуатаційних напружень значно нижчий σ_{-1} , що мало б свідчити про високу довговічність НШ в умовах корозійної втоми. Але на практиці [1, 4, 6] ми спостерігаємо досить суттєву аварійність роботи колони насосних штанг з причини її корозійно-втомного руйнування. При цьому типовий розподіл кількості корозійно-втомних руйнувань КНШ в залежності від часу експлуатації має такий характерний вигляд: перші 2-3 роки експлуатації спостерігається зростання кількості аварій, потім їх зниження, стабілізація і поступове збільшення до повного вичерпання ресурсу. Якщо перший пік аварійності можна пояснити недоліками металургійного і технологічного характеру, то другий пік аварійності, що настає після 8-10 років експлуатації, пояснюється незворотнім процесом поступового накопичення корозійно-втомного пошкодження НШ, який спричинює зменшення високого початкового значення границі витривалості до рівня експлуатаційної навантаженості.

Таким чином, для деталей з низьким рівнем навантаженості при початковому накопиченні пошкодження велику роль справляє корозійний фактор, тобто існує необхідність урахування нижньої гілки кривої корозійної втоми. Для оцінки її параметрів потрібно проводити довготривалі експериментальні дослідження на великих базах. При цьому ми зустрінемося з великими труднощами не тільки при проведенні експерименту, але й методичного характеру. Так, наприклад, дискусійним і невивченим є питання переведення результатів таких досліджень на зразках при вимушено форсованих режимах до реальних умов роботи деталі.

На нашу думку, для оцінки параметрів нижньої гілки кривої корозійної втоми доцільним є використання результатів експериментальних досліджень в багатоцикловій

області. Для цього нами пропонується використання рівняння (1) для верхньої гілки кривої корозійної втоми в комбінації з рівнянням

$$N_{cor} = \frac{Q_{cor}}{\sigma} \ln \left\{ 1 + \left[\exp \left(\frac{\sigma}{V_{cor}} \right) - 1 \right]^{-1} \right\}, \quad (3)$$

де Q_{cor} , V_{cor} – параметри нижньої гілки кривої корозійної втоми.

При цьому для визначення даних параметрів необхідно вирішити систему рівнянь

$$\begin{cases} N = N_0 \\ N = N_{cor} \\ N' = N'_{cor} \end{cases}, \quad (4)$$

де $N_0 = \frac{Q}{\sigma_r}$.

Розв'язок рівняння для кривої (рис. 1) в графічній формі наведено на рис. 3.

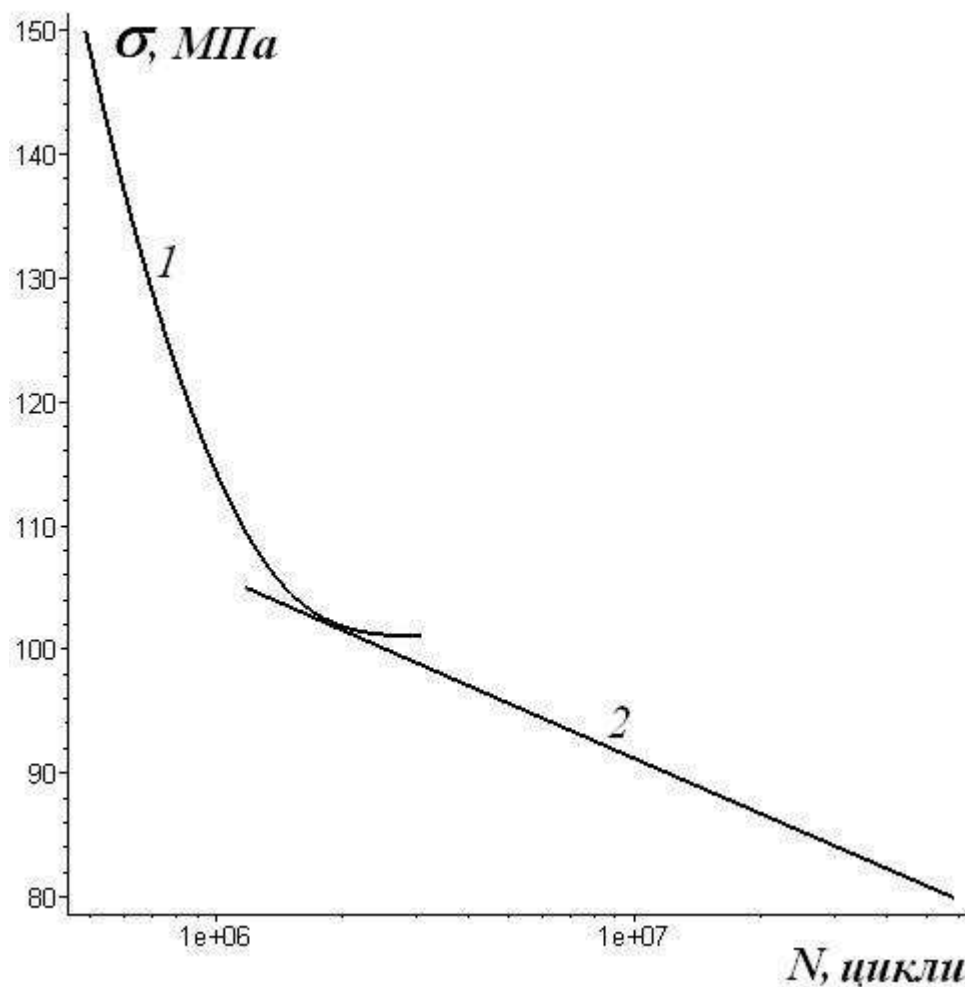


Рис. 3. Крива корозійної втоми: 1 – верхня гілка (1); 2 – нижня гілка (3).

Подальші дослідження будуть спрямовані на розроблення розрахункових методик оцінки довговічності та залишкового ресурсу відповідальних деталей з урахуванням корозійно-втомного пошкодження.

Література

1. Miller K.J., Proc. Int. Mech. Eng., 1991, 2051.
2. Почтенный Е.К. Кинетика усталости машиностроительных конструкций. – Мн.: УП «Арти-Фекс», 2002. – 186 с.
3. РД 50-83-88. Рекомендации. Расчеты и испытания на прочность. Расчеты на прочность валов и осей. Введ.- 01.07.89.
4. Івасів В.М., Артим В.І., Пушкар П.В. Удосконалена методика прогнозування залишкового ресурсу деталей в типових умовах експлуатації // Тези доповідей 7 Міжнародного симпозиуму українських інженерів-механіків (МСУІМЛ-7). – Львів. – 2005. – С. 73.
5. Артим В.І., Івасів В.М., Федорович Я.Т., Пушкар П.В. Визначення залишкового ресурсу насосних штанг в типових умовах експлуатації // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2005. – № 2. – С. 79-82
6. Івасів В.М., Артим В.І., Харун В.Р., Пушкар П.В. Оцінка експлуатаційної навантаженості та її вплив на довговічність насосних штанг. – 2005. – № 4. – С. 77-81.